

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Speciální pásový reverzní vynašeč
Special Belt Reverse Dischanger

Student: Bc. Jaromír Chobot
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaromír Chobot**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Speciální pásový reversní vynášec**
Special Belt Reverse Dischanger

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení diplomové práce proveďte :

1. Celková řešerše
2. Varianty řešení linky vynášení materiálu
3. Konstrukční návrh pásového reversního vynášeče s potřebnými výpočty
4. Základní projektovou dokumentaci s technickým popisem, výpočty a bezpečnostními předpisy

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut. srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut. 1996. 32 s.

POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLIŠKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení I., Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.

PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS. poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry

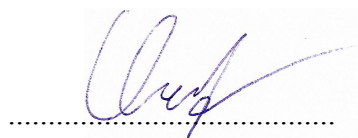


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. 5. 2012




podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo;
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 21. 5. 2012



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jaromír Chobot

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Návší 922

739 92, Návší

Děkuji vedoucímu diplomové práce Prof. Jiřímu Zegzulkovi i všem dalším zaměstnancům Institutu dopravy za odborné rady, které jsem využil při vypracování této práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CHOBOT, J. *Speciální pásový reverzní vynašeč : diplomová práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 66 s. Vedoucí práce: Zegzulka, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením reverzního pásového vynašeče. V první části se věnuje obecně vynašečům a pásovým dopravníkům. Dále je zde popis řešení, potřebné technologické a pevnostní výpočty. Přílohou je výkresová dokumentace technického řešení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

CHOBOT, J. *Special Belt Reverse Discharger : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2012, 66 p. Thesis head: Zegzulka, J.

Thesis is dealing with the Belt Reverse Discharger. In the first part there is a general description of dischargers and belt conveyors. There is also description of the solution, needed technological and strength calculations. The drawings are appended.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	9
1 Úvod.....	12
1.1 Definice reverzního pásového vynašeče.....	12
2 Vynašeče.....	13
2.1 Druhy vynašečů.....	13
3 Pásové dopravníky.....	17
3.1 Definice pásového dopravníku.....	17
3.2 Hlavní části pásového dopravníku	19
3.3 Poháněcí stanice.....	20
3.4 Vratná stanice.....	21
3.5 Nosná konstrukce.....	22
3.6 Dopravní pás.....	23
3.7 Napínací zařízení.....	25
3.8 Příslušenství pásových dopravníků.....	26
3.9 Bezpečnost pásových dopravníků.....	29
4 Dopravní situace.....	31
4.1 Původní stav.....	31
4.2 Stav po navýšení kapacity.....	31
5 Výpočet parametrů pásového dopravníku.....	33
5.1 Rychlost dopravního pásu	33
5.2 Výpočet dopravního pásu.....	33
5.3 Výpočet válečkové trati.....	36
5.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu.....	37
5.5 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku.....	39
5.6 Skutečné dopravované množství.....	40
5.7 Kontrola pohonu na rozběh.....	41
5.8 Návrh brzdy.....	41
5.9 Tahy v dopravním pásu F_0 , FR	42
5.10 Velikost napínací síly.....	43
5.11 Skutečné tahy v dopravním pásu.....	44
5.12 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem.....	44

5.13	Kontrola dopravního pásu.....	45
6	Výpočet graficko - početní metodou.....	46
6.1	Doprava směrem k pohonu.....	46
6.2	Doprava směrem od pohonu.....	48
7	Pevnostní výpočty.....	51
7.1	Kontrola hnacího bubnu na ohyb.....	51
7.2	Kontrola hnacího hřídele.....	53
7.3	Kontrola pevnosti pomocí MKP.....	58
7.4	Návrh spojky: převodovka - hřídel bubnu.....	60
7.5	Návrh spojení pomocí pera.....	61
7.6	Návrh ložisek.....	62
8	Závěr.....	64
	Seznam použité literatury.....	65
	Seznam příloh.....	66

Seznam použitých značek a symbolů

L	Délka dopravníku	[m]
H	Výška dopravníku	[m]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
D_v	Průměr horního a dolního válečku	[m]
F_B	Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_{DOV}	Maximální dovolená síla	[N]
F_c	Odstředivá síla	[N]
$F_{\check{c}}$	Odpor čističe pásu	[N]
F_N	Nabíhající síla	[N]
F_{NS}	Skutečná nabíhající síla	[N]
F_n	Normálová síla	[N]
F_O	Odbíhající síla	[N]
F_{OS}	Skutečná odbíhající síla	[N]
F_p	Přídavné a vedlejší odpory dopravníku	[N]
F_{Dh}	Dynamická síla v horní větvi	[N]
F_{Ds}	Dynamická síla ve spodní větvi	[N]
F_Z	Napínací síla	[N]
p	Měrný tlak	[MPa]
T_{mins}	Minimální tahová síla ve spodní větvi	[N]
T_{minh}	Minimální tahová síla v horní větvi	[N]
F_1	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dop.	[N]
F_2	Síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_{N12}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání	[N]
P	Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	[kW]
k_b	Součinitel součinnosti	[-]
η	Účinnost poháněcí stanice	[-]
η_{max}	Max. účinnost poháněcí stanice	[-]
G	Tíhová síla	[N]
S_p	Požadovaný průřez náplně pásu	[m ²]
Q	Zvolený dopravní výkon	[t.h ⁻¹]
P_M	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]

n_M	Otáčky elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
J_M	Moment setrvačnosti motoru	$[\text{kg.m}^{-2}]$
M_M	Jmenovitý kroutící moment motoru	$[\text{N.m}]$
M_{SM}	Moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru	$[\text{N.m}]$
M_N	Moment elektromotoru	$[\text{N.m}]$
M_{DM}	Dyn. moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot	$[\text{N.m}]$
M_{B1}	Brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku	$[\text{N.m}]$
J_B	Moment setrvačnosti	$[\text{kg.m}^{-2}]$
J_{S1}	Moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou	$[\text{kg.m}^{-2}]$
J_{S2}	Moment setrvačnosti spojky mezi převodovkou a bubnem	$[\text{kg.m}^{-2}]$
i_S	Převodový poměr	$[-]$
n_B	Počet brzd	$[-]$
k_B	Součinitel bezpečnosti brzdy	$[-]$
f_w	Měrný pohybový odpor	$[-]$
g	Tíhové zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
k_p	Koeficient bezpečnosti pro pás	$[-]$
k_s	Statický koeficient bezpečnosti	$[-]$
k_φ	Koeficient plnění	$[-]$
k_o	Koeficient bezpečnosti v ohybu	$[-]$
m_p	Měrná hmotnost dopravního pásu	$[\text{kg.m}^{-1}]$
m_{vs}	Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve	$[\text{kg.m}^{-1}]$
m_{rvs}	Hmotnost rotujících válečků dolní větve	$[\text{kg}]$
m_v	Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve	$[\text{kg.m}^{-1}]$
m_{vh}	Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve	$[\text{kg.m}^{-1}]$
m_{rvh}	Hmotnost rotujících válečků horní větve	$[\text{kg}]$
n_ζ	Počet čističů pásu	$[-]$
n_B	Počet nepoháněných bubnů	$[-]$
n_{vd}	Počet válečků v dolní stolici	$[-]$
n_{vh}	Počet válečků v horní stolici	$[-]$
m_q	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	$[\text{kg.m}^{-2}]$
t_s	Rozteč dolních válečkových stolic	$[\text{m}]$
t_h	Rozteč horních válečkových stolic	$[\text{m}]$
v	Dopravní rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
v_0	Rychlost, kterou se pohybuje materiál podél shrnovače	$[\text{m.s}^{-1}]$

t_B	Doba rozběhu (brzdění) dopravníku	[s]
t_1	Čas, za který těžiště vrstvy proběhne dráhu l m	[s]
k_S	Koeficient bezpečnosti	[-]
μ	Účinnost opásání	[-]
α_G	Geometrický úhel opásání	[rad]
Ψ_{dyn}	Dynamický sypný úhel	[°]
λ_v	Úhel sklonu bočních válečků	[°]
L_3	Délka středního válečku	[m]
ρ_s	Sypná hmotnost	[kg.m ⁻³]
ε	Úhel sklonu dopravníku	[°]
μ	Součinitel tření mezi bubnem a pásem	[-]
U	Zatěžující plocha	[N.m]
H	Síly ve styčnicích	[N]
P	Síly ve styčnicích	[N]
q	Velikost spojitého namáhání	[N.m ⁻¹]
$F_{RA,B}$	Reakční síly	[N]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[m ³]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
W_k	Modul průřezu v krutu	[m ³]
M_k	Krouticí moment motoru	[N.m]
τ_K	Napětí v krutu	[MPa]
d_{3min}	Minimální průměr hřídele	[mm]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
L_h	Trvanlivost ložiska	[hod]
k_L	statický koeficient bezpečnosti ložiska	[-]

1 Úvod

Pro plánované navýšení produkce úpravny uhlí na 255 t/h (původně 170 t/h) je zapotřebí navrhnout nový reverzní pásový vynašeč. V původním návrhu je materiál dopravován z dvou výsypek do jedné odstředivky. Po navýšení kapacity bude nainstalována druhá odstředivka, která bude zásobována materiálem pomocí dopravníku se stejnou dispozicí, ale pomocí reverzace, tedy přesypem přes napínací buben. Je zapotřebí navrhnout nový dopravník se zachováním pokud možno původní dispozice. Po úvodní části, ve které se věnuji obecně vynašečům a pásovým dopravníkům, následují potřebné technologické a pevnostní výpočty.

1.1 Definice reverzního pásového vynašeče

Reverzní pásový vynašeč je speciální aplikací pásového dopravníku. Vše je patrné z názvu, který se pokusím rozklíčovat.

Slovo reverzní, jak uvádějí slovníky, znamená - zpětný, opačný, obrácený, protichůdný. U pásových dopravníků v běžných případech dopravujeme materiál jedním směrem, většinou k poháněnému bubnu. Reverzní dopravníky musí umožňovat dopravu oběma směry. Toto má speciální požadavky na konstrukci dopravníku, především na poháněcí stanici a napínání dopravního pásu.

Slovo pásový označuje typ unášecího prvku. Jedná se tedy o dopravník s nekonečným dopravním pásem. Pásovým dopravníkům se budu věnovat ve zvláštní kapitole.

Vynašeč (podavač) je krátký dopravník, který je zpravidla zařazen pod zásobník pro následný materiálový tok na navazující zařízení. Vynašečům se budu věnovat ve zvláštní kapitole.

Při návrhu tohoto speciálního dopravníku se řídíme stejnými pravidly, která platí pro návrh pásových dopravníků. Při výpočtu musíme vzít v úvahu dopravu oběma směry, oba směry musí být zkontrolovány.

2 Vynašeče

Vynašeč (podavač) je krátký dopravník, který je zpravidla zařazen pod zásobník pro následný materiálový tok na navazující zařízení. Plní přitom dvě funkce:

- za pohybu - vynáší materiál ze zásobníku;
- za klidu - uzavírá výtok materiálu ze zásobníku.

Podavače se dělí podobně jako dopravníky:

- s tažným prvkem
 - pásové,
 - článkové,
 - redlerové;
- bez tažného prvku
 - šnekové,
 - vibrační.

[3]

2.1 Druhy vynašečů

2.1.1 Pásový vynašeč

Pásový vynašeč (obr. 2.1) je krátký vodorovný jednoválečkový dopravník s nastavnými plechy v horní větvi pro zvýšení dopravního výkonu. Ten může dosahovat 1000 t.h^{-1} i více. Je charakteristický, stejně jako pásový dopravník, malými pohybovými odpory. Je vhodný pro všechny materiály vyjma materiálů velmi horkých a abrazivních. [3]



Obr. 2.1 Pásový podavač DELTA Engineering, s.r.o. (www.deltaeng.cz)

2.1.2 Článekový podavač

Unášecím prvkem **článekového podavače** (obr. 2.2) jsou ocelové články, na kterých materiál volně spočívá. Tento podavač je zejména vhodný pro dopravu horkých materiálů nebo do těžkých provozů, kde se využije jeho robustního provedení. Nevýhodou je tzv. polygonový efekt. [3]



Obr. 2.2 Článekový podavač - Strojírny Podzimek, s.r.o. (www.podzimek.cz)

2.1.3 Redlerový podavač

Redlerový podavač (obr. 2.3) je schopný dopravovat jak v běžnější dolní tak horní pracovní větvi. S výhodou se používá i pro horké materiály. Redlerový podavač není vhodný pro dopravu abrazivních materiálů. Je charakteristický velmi velkými dopravními odpory. [3]

Redler je dopravník, jehož tažným prvkem je řetězové pásmo s unašeči, posouvající materiál v uzavřeném žlabu v průřezu větším, než je čelní plocha unašeče. [1]



obr. 2.3 Redlerový dopravník firmy Biomobil (<http://biomobil2.uw.hu>)

2.1.4 Šnekový podavač

Šnekový podavač (obr. 2.4) je vhodný pro nelepivé a neabrazivní drobnozrné materiály. Často se používá u prašných materiálů, protože celý podavač lze utěsnit. [3]

Pracovním prvkem šnekového dopravníku je šnekovnice rotující v pevném žlabu, přičemž tření mezi materiálem a žlabem (za klidu) je větší než tření mezi rotující šnekovnicí a materiálem (tření za pohybu). Výsledkem je, že se materiál posouvá ve žlabu, i když materiál šnekovnice i žlabu je stejný. [1]



obr. 2.4 Šnekový dopravník Cement servis, s.r.o. (<http://cementservis.cz>)

2.1.5 Vibrační podavač

Vibrační podavač (obr. 2.5) využívá k přemísťování materiálu setrvačných sil působících na částice dopravovaného materiálu. Patří, vzhledem ke svému energeticky výhodnému způsobu dopravy, mezi nejpoužívanější podavače vůbec. Výhodné jsou zejména pro dopravu abrazivních materiálů. Tyto podavače se umísťují pod sklonem 0 až 15 deg. Z principu buzení kmitů dopravního žlabu je nepřípustné vystavit ho přímému působení Jansenovy síly, ale mezi výpustný otvor zásobníku a podavače musí být vložen šikmý skluz, zachycující síly resultující ze sloupce materiálu. Vzhledem k nebezpečí přenesení dynamických sil do okolní konstrukce musí být podavač buď podepřen opěrnými pružinami, nebo zavěšen na závěsech s pružinovými tlumiči vibrací. [3]



obr. 2.5 Vibrační podavač firmy O.K. SERVIS BioPro, s.r.o. (www.biopro.cz)

3 Pásové dopravníky

3.1 Definice pásového dopravníku

Unášecím prvkem pásového dopravníku je nekonečný dopravní pás, který obíhá mezi poháněcím a vratným bubnem a je doplněn dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu především sypkých materiálů na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti (až několika kilometrů). Běžné sypké materiály je možno dopravovat dovrchně do 18°, úpadně do -12°.

Výhody pásových dopravníků:

- plynulá doprava s velkým dopravním výkonem;
- možnost přepravy většiny sypkých materiálů;
- malé pohybové odpory;
- bezhlučný, bezpečný a spolehlivý provoz;
- jednoduchá konstrukce se snadnou montáží.

Nevýhody pásových dopravníků:

- relativně vyšší potřeba údržby - velké množství rotujících částí;
- nevhodnost pro dopravu lepidel, abrazivních a teplých materiálů.

(Tepluvzdorné pásy – přípustné pro teploty dopravovaného materiálu do 150°C, krátkodobě až do 180° C - **SAVATECH**, Industrial Rubber Products and Tyres, d.o.o.)

Pasové dopravníky dělíme do dvou základních skupin:

- pasové dopravníky pro dálkovou dopravu:
 - velký dopravní výkon - větší: šířka pásu, rychlost pásu,
 - velká dopravní délka;
- pasové dopravníky pro technologickou dopravu:
 - doprava mezi výrobními procesy.

Obě tyto skupiny můžeme dále rozdělit na

- stabilní - pevně nainstalované,
- pojízdné - vybavené podvozkem (obr. 3.1),
- přemístitelné - umožňují přemístění dopravníku dle potřeby.

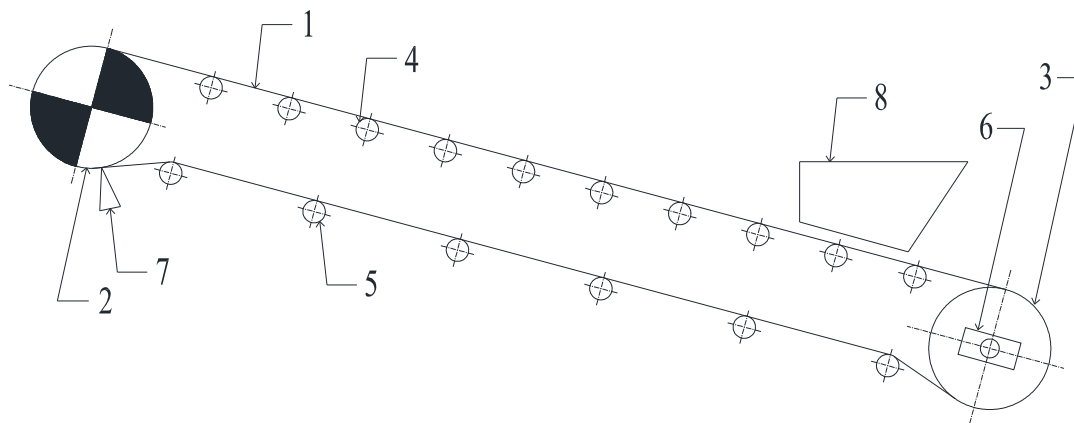


obr. 3.1 Pojízdný pásový dopravník (CanAgroc, s.r.o.)

Podrobně se rozdělením pásových dopravníků zabývá norma ČSN 26 0001. [1]

3.2 Hlavní části pásového dopravníku

Názvosloví vychází z ČSN 26 0360 - Názvosloví dopravních pásů



obr. 3.2 Hlavní části pásového dopravníku

- 1 - dopravní pás
- 2 - hnací buben s poháněcí jednotkou
- 3 - hnací buben
- 4 - nosné válečky horní stolice
- 5 - nosné válečky dolní stolice
- 6 - napínací zařízení
- 7 - stěrač pásu
- 8 - násypka

Dašími částmi jsou například: nosná konstrukce, boční vedení, prvky pro bezpečný a spolehlivý provoz, průběžné měřiče mechanicko-fyzikálních vlastností.

3.3 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice slouží k přeměně točivého momentu motoru na tažnou sílu v dopravním pásu. Tato přeměna je zajišťována třením mezi povrchem bubnu a dopravním pásem. [1]

Hlavní části poháněcí stanice jsou motor, spojky, převodovka a poháněcí buben. Tyto jsou vhodně doplněny pružnou či hydraulickou rozběhovou spojkou.

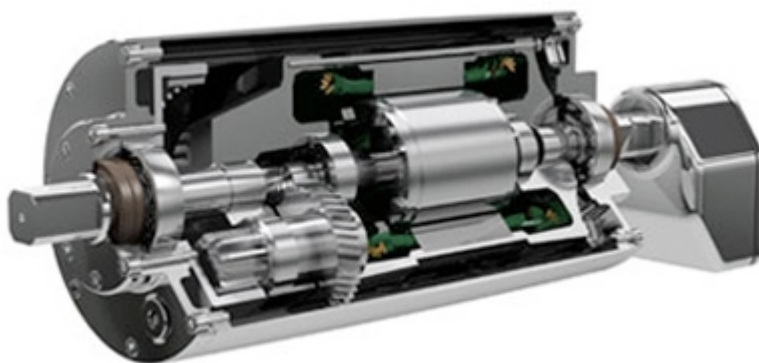
Potřebný motor, převodovku a spojku volíme na základě výpočtu potřebného výkonu, dopravní rychlosti.

Snahou výrobců pásových dopravníků je opatřit bubny poháněcích stanic povrchy s vysokým koeficientem tření, a tím zajistit vyšší přenosovou schopnost tažné síly z bubnu na dopravní pás. Vznikajícími prokluzy dochází k rázům a vývinu enormního tepla, které může zapříčinit zapálení pásu. Zanedbatelné nejsou ani výpadky v dopravě materiálu. Jednou z možností zvýšení koeficientu tření mezi pásem a hnacím bubnem je použití keramického obložení hnacího bubnu (obr. 3.3). Keramické destičky s válcovými výstupky jsou zalisovány do pryžových pásů, a ty pak nalepeny na poháněcí buben. [4]



obr. 3.3 Hnací buben s keramickým obložením (www.flexco.cz)

Pro dopravníky s požadovaným výkonem elektromotoru až do 140 kW je možno použít elektrobubny (obr. 3.4). Tyto jsou především výhodné pro aplikace, kde je nedostatek místa pro běžnou konstrukci poháněcí stanice. Standardní provedení IP 66. Bez nutnosti údržby. Chlazení olejem.



obr. 3.4 Elektrobuben firmy Van der Graaf B.V. (www.vandergraaf.com)

Práce se zabývá krátkým vynašečem, proto se nebudu věnovat vícebubnovým pohonům, které se pro vynašeče nepoužívají.

3.4 Vratná stanice

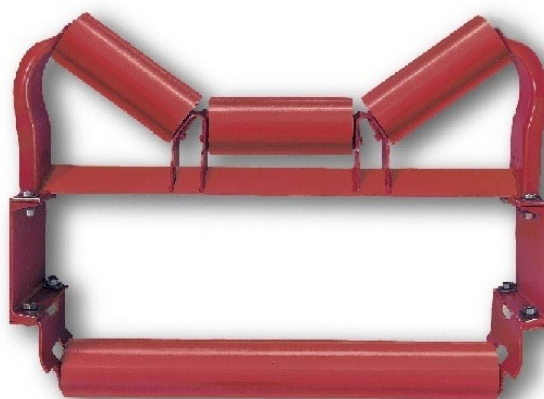
Vratná stanice je konečným článkem dopravníku na vratném konci. Vratný buben mění směr pohybu pásu. Je uložen v jednoduché konstrukci na valivých ložiskách a většinou se dá střídit pomocí stavěcích šroubů (obr. 3.5). U kratších dopravníků se využívá k napínání pásu zmíněných stavěcích šroubů. [1]



obr. 3.5 Napínání pomocí stavěcích šroubů firmy C.C. Components Pty. Ltd.
(www.cccomponents.com.au)

3.5 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce tvoří trať pásového dopravníku mezi vratným a výsypným bubnem. Slouží zejména pro podepření a vedení dopravního pásu v horní a spodní větvi. Je tvořena stojany, podélnými nosníky s podpěrami a válečky horní a spodní větve. Na obr. 3.6 je příklad nejběžnějšího tříválečkového uspořádání nosných válečků v horní větvi dopravníku. Dolní větev je v jednoválečkovém uspořádání.



obr. 3.6 Stojan (podepření horní i dolní větve) Mechanical engineering
(www.mechanicalengineeringblog.com)

Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí pásového dopravníku a mají značný vliv na jeho provozní vlastnosti. Standardně se vyrábí z neopracovaných jakostních ocelových trubek se zalisovanými čely a s průběžnou osou, uloženou v přesných kuličkových ložiskách a s tukovou náplní uzavřenou těsněním.

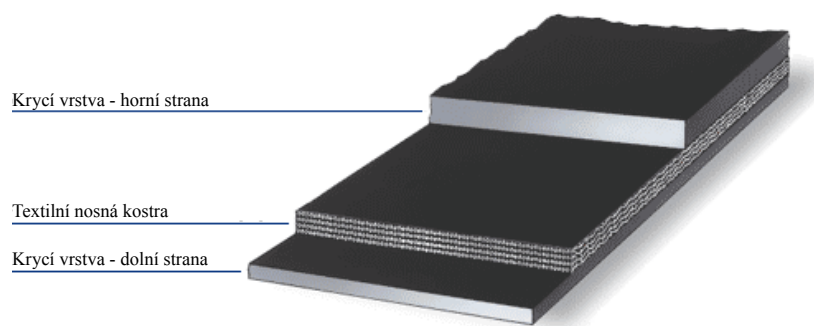


obr. 3.7 Řez válečkem firmy Canning Conveyor Co. Ltd (www.canningconveyor.co.uk)

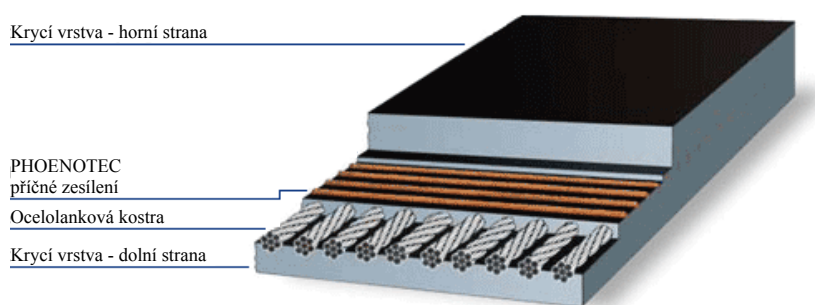
3.6 Dopravní pás

Dopravní pás tvoří nekonečný prvek obíhající okolo koncových bubnů, plní funkci nesení materiálu, břemen a osob na dopravní délce, a současně plní také funkci tažného prvku, který přenáší všechny pohybové odpory vznikající při jeho oběhu.

Dopravní pás je tvořen nosnou kostrou, která přenáší veškerá tahová namáhání a horními a dolními krycími vrstvami s bočními okraji. Nosná kostra je většinou složena z textilních vložek (polyamid, polyester apod.)(obr. 3.8), dopravní pás je zhotoven z gumy nebo PVC. Pro přenos větších tahů je kostra tvořena vysokopevnostními ocelovými lanky, pak je dopravní pás zhotoven z gumy (obr. 3.9). [1]



obr. 3.8 Dopravní pás s textilní kostrou POLYFLEX® firmy Phoenix Conveyor Belt Systems GmbH (www.phoenix-conveyor-belts.com)



obr. 3.9 Dopravní pás s ocelovou kostrou PHOENOCORD® firmy Phoenix Conveyor Belt Systems GmbH (www.phoenix-conveyor-belts.com)

Protože se dopravní pásy dodávají v určitých délkách, musí se pro použití u dopravníků jednotlivé díly navzájem spojovat. Spoje dopravních pásů jsou dvojí:

- rozebíratelné,
- nerozebíratelné.

Do první skupiny patří mechanické spojování (obr. 3.10), které se provádí různými druhy mechanických spon. Nevýhodou je snížení pevnosti, znečišťování spodní větve propadem jemného materiálu. Výhodou je rychlé provedení, dostatečná pevnost.

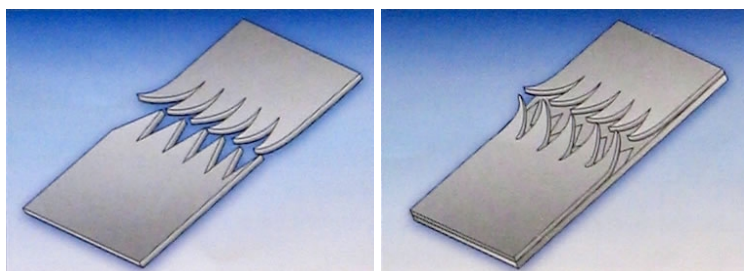


obr. 3.10 Mechanické spoje dopravních pásů firmy FLEXCO (www.flexco.com)

Do druhé skupiny patří spojování dopravních pásů za studena lepením nebo za tepla vulkanizací (želatinací u PVC). Výhody a nevýhody obou těchto způsobů jsou přesně opačné než u mechanického spojování.

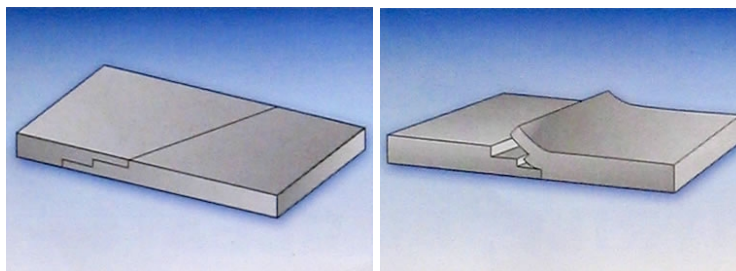
Nerozebíratelné spoje obou provedení jsou dvou typů:

- prstové spoje (obr. 3.11)



obr. 3.11 Prstové spoje, MIPR CORP (www.conveyor-belts-belting.com)

- spojení přeplátováním (obr. 3.12)



obr. 3.12 Přeplátování, MIPR CORP (www.conveyor-belts-belting.com)

[1]

3.7 Napínací zařízení

Napínací zařízení zajišťuje předpětí dopravního pásu, potřebné pro přenos tažné síly třením z hnacího bubnu a pro zamezení nadměrného průhybu dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami.

Dělení napínacích zařízení:

- zařízení kompenzující jen trvalé prodloužení pásu (s pevným napínacím bubnem),
- zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu (s posuvným napínacím bubnem, volným napínací válcem atd.).

První skupina je vhodná pro kratší dopravníky (přibližně do 100m délky), napínání se provádí pohybem vratného bubnu. Napínací síla se vyvodí buď pomocí šroubu (obr. 3.5) nebo pomocí ručního kladkostroje. Napnutí pásu musí být již za klidu takové, aby zajistilo přenos sil na hnací bubnu nejen za ustáleného chodu, ale i při rozběhu dopravníku.

Pro druhou skupinu je charakteristické, že napínací buben se při změně tahu v dopravním pásu pohybuje, a tím kompenzuje změnu jeho délek. Zajišťuje tak v podstatě konstantní velikost odbíhající síly za všech provozních režimů. Nejvýhodnější je napínat dopravní pás v místě nejmenšího tahu. Nejjednodušší je vyvození konstantní napínací síly pomocí gravitace (obr. 3.13). Dále se používají pneumatické, elektrohydraulické napínací stanice a napínání pomocí elektrického vrátku.



obr. 3.13 Napínací stanice se závažím (www.jakos.cz)

[1]

3.8 Příslušenství pásových dopravníků

K příslušenství pásových dopravníků patří

- zařízení pro přivádění materiálu na pás;
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu;
- zařízení pro čištění pásu;
- boční vedení;
- bezpečnostní prvky.

Materiál je přiváděn na pás v násypkách. Přitom jsou dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu, a musí pohltit značné množství kinetické energie. Důležité proto je, aby pádová výška byla co nejmenší, a aby materiál byl přiváděn pokud možno ve směru dopravy a shodnou rychlostí jako je dopravní rychlostí. Běžné provedení násypky je patrné z obr. 3.14. Bočnice násypky usměrňují a uklidňují přiváděný materiál v počáteční fázi jeho pohybu na pásu. [1]



obr. 3.14 Přesypová stolice Ostroj Opava a.s. (www.ostroj.cz)

Válečkové podpěry horní větve jsou zhuštěny na 0,4 až 0,5 rozteče používané na trati. Pro snížení účinků dopadajícího materiálu bývají válečky pogumovány nebo pružně uloženy. [1] Další možností je dopadová stolice (obr. 3.15), která je namontována na trase v místě přesypu a skládá se z nosníků, které jsou opatřeny speciálním plastem. Tento plast je odolný vůči opotřebení a má dobré skluzné vlastnosti. Mezi plastem a ocelovým nosníkem je pryž, která tlumí dopad padající horniny. Nosníky jsou připevněny na podélnících tratě, a to pomocí konzol, které také mají tlumiče opatřené pryží. [5]



obr. 3.15 Dopadová stolice Ostroj Opava a.s. (www.ostroj.cz)

Materiál se z dopravního pásu odebírá na výsypném bubnu nebo v libovolném místě pomocí shrnovače nebo shazovacího vozu (obr. 3.17). První případ je nejrozšířenější. Pokud je materiál předáván na další dopravník, hovoříme o přesypu, pokud doprava končí, hovoříme o výsypu. [1]

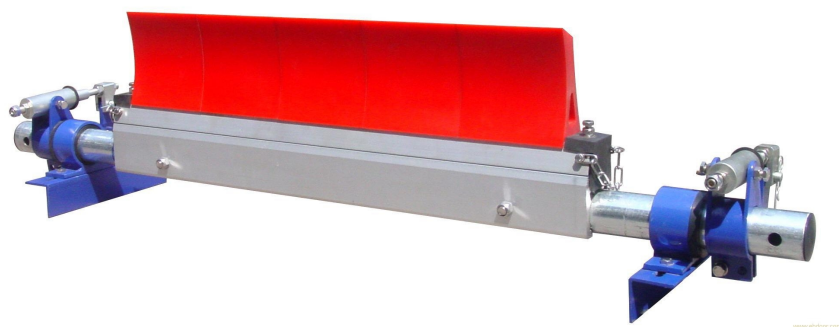


obr. 3.16 Boční přesyp Ostroj Opava a.s. (www.ostroj.cz)



obr. 3.17 Shrnovací šípový pluh korýtkový EXIM – Liška s.r.o. (www.exim-liska.cz)

Na pásových dopravnících se často dopravuje vlhký a lepkavý materiál, který tvoří nežádoucí nálepy na pásu, bubnech a válečcích. Nálepy na bubnech a válečcích vznikají od primárně znečištěného pásu, a proto je nutno jej čistit. [1]



obr. 3.18 Stěrač dopravního pásu Jiaozuo City Zhuoer Machine Manufacture Co., Ltd.
(www.jzzejx.com)

3.9 Bezpečnost pásových dopravníků

Při konstruování pásových dopravníků je nutno postupovat tak, aby konstrukce byla v souladu s ustanoveními následujících bezpečnostních předpisů:

- ČSN ISO 1819 (26 0005) - Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Všeobecná ustanovení.
- ČSN ISO 7149 (26 0006) Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Zvláštní ustanovení.
- ČSN EN 620 (26 0085) – Kontinuální manipulační zařízení a systémy.- Požadavky na bezpečnost a elektromagnetickou kompatibilitu na pevné pásové dopravníky pro sypký materiál.
- Zákon č. 262/2006 Sb - Zákoník práce - Bezpečnost a ochrana zdraví při práci
- Zákon č. 22/1997 Sb - O technických požadavcích na výrobky

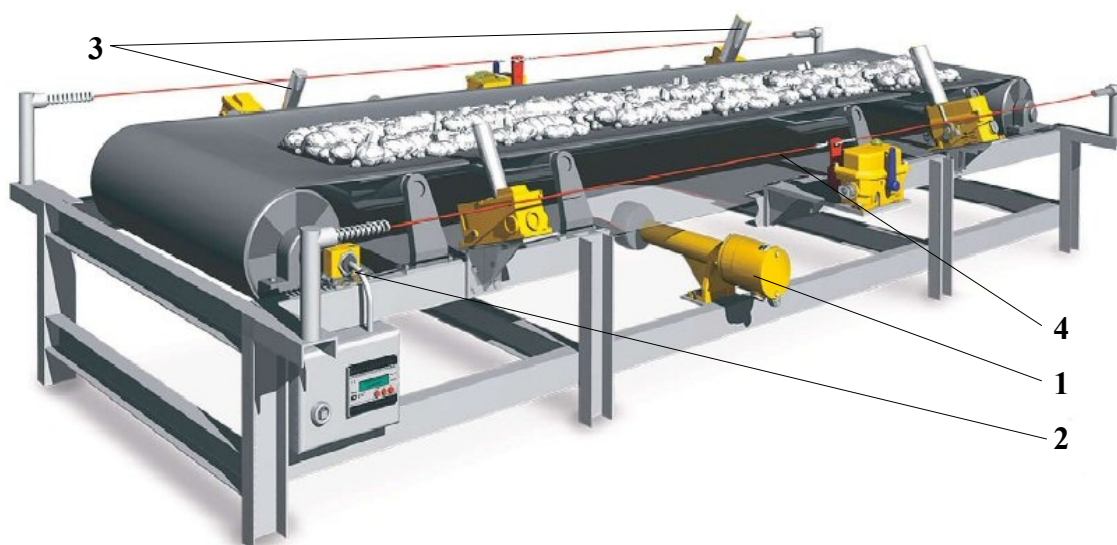
Musí být taktéž splněny veškeré bezpečnostní normy platné v EU. Pokud je dopravník exportován mimo EU, musí splňovat veškeré předpisy cílové země.

Základní nehodovou událost u pásových dopravníků dlouhodobě tvoří vtažení těla, resp. části těla člověka (především jeho ruky), která se podílí na asi 65% smrtelných úrazů. Přes 51 % z nich pak představuje vtažení do místa náběhu dopravního pásu (unášecího prostředku) na buben pásového dopravníku.

Ke vtažení (zejména ruky člověka a v krajním případě i celé osoby) do míst náběhu dochází nejčastěji při čištění bubnu, popř. dopravního pásu, a to při prokluzu dopravního pásu, kdy vzniká relativní pohyb dopravního pásu vůči poháněcímu bubnu, způsobený rozdílem rychlostí dopravního pásu a obvodové rychlosti hnacího bubnu. V krajním případě se může dopravní pás i zastavit. Znamená to tedy, že hlavní cesta úrazové prevence, sledující zajištění bezpečnosti pásových dopravníků, by měla sledovat otázku zajištění přenosových schopností pohonu pásového dopravníku, a to ve všech případech, které mohou při provozu nastat. K prokluzům dochází nejčastěji při nalepování zejména kluzkého a mokrého materiálu na povrch bubnu, popř. na vnitřní - dolní krycí vrstvu dopravního pásu. [6]

K hlavním konstrukčním prvkům ke zvýšení bezpečnosti patří:

- zakrytování pohyblivých částí;
- kontrola rychlosti dopravního pásu (obr. 3.19, 1);
- kontrola rychlosti otáčení hnacího bubnu (obr. 3.19, 2);
- kontrola vybočení dopravního pásu (obr. 3.19, 3);
- lankový spínač nouzového vypnutí po celé délce dopravníku (obr. 3.19, 4).

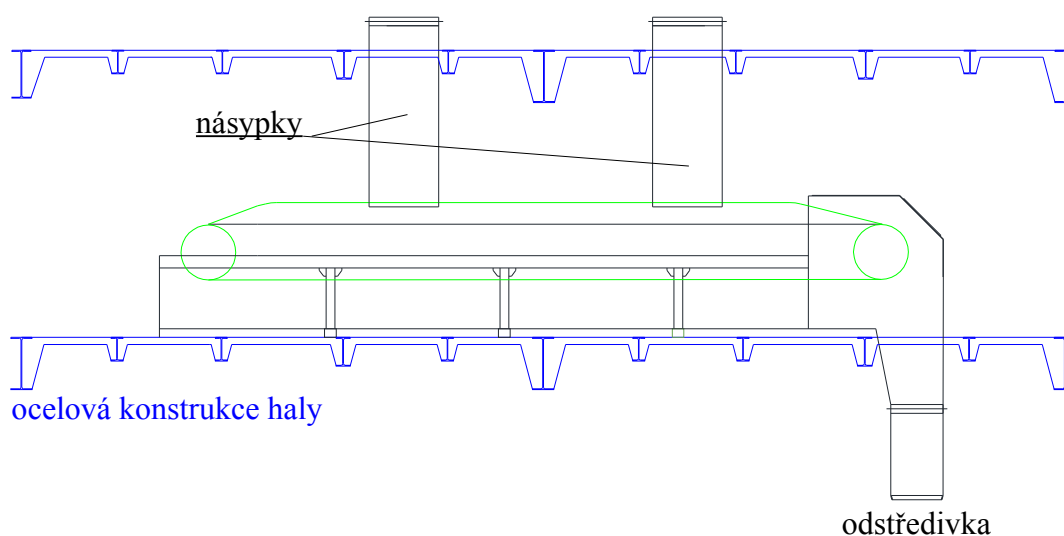


obr. 3.19 Bezpečnostní prvky pásového dopravníku (www.conveyorbeltguide.com)

4 Dopravní situace

4.1 Původní stav

Dvěma násypkami je přiváděn materiál ze dvou sít odvodnění praného uhlí na pásový dopravník. Tento dopravuje prané uhlí do odstředivky. Dopravník slouží pro dopravu materiálu pouze směrem k pohonu. Situace je zjednodušeně nastíněna na obr. 4.1.

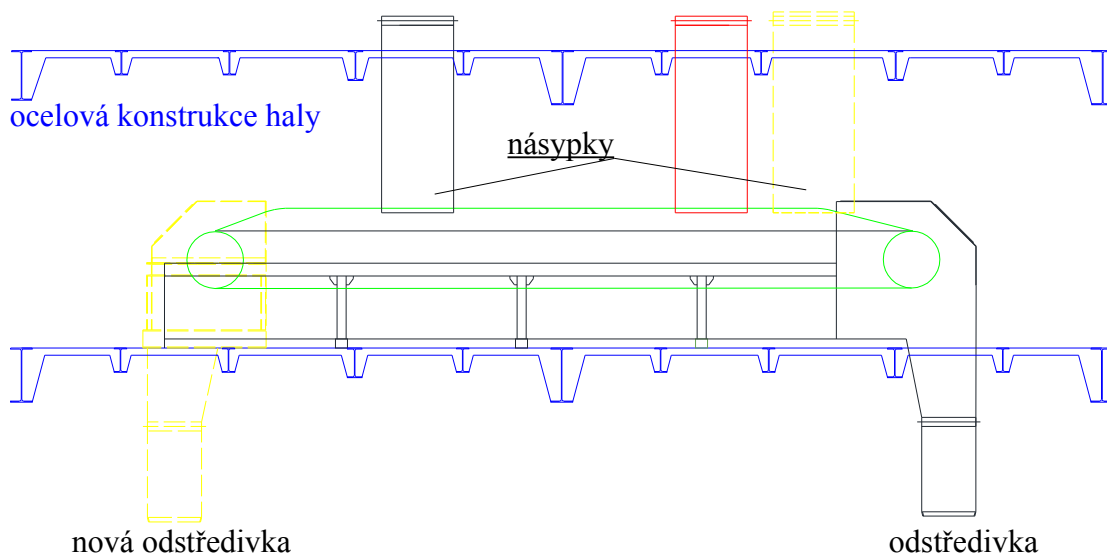


obr. 4.1 Schéma původního stavu

4.2 Stav po navýšení kapacity

Z důvodu navýšení kapacity dochází ke změně situace. Materiál je přiváděn ze tří sít odvodnění praného uhlí. Toto je realizováno pomocí dvou násypek. Levá násypka zůstává dle původních dispozic. Pravá násypka přivádí materiál ze dvou sít (z toho je jedno nové), a je změněna její dispozice. Hlavní změna je v tom, že původní dopravník dopravoval materiál pouze jedním směrem - do jedné odstředivky. Nová situace vyžaduje dopravu do dvou odstředivek. Toto bude realizováno „novým“ reverzním dopravníkem. Předpokládá

se využití původní nosné konstrukce, horní i dolní válečkové tratě. Schéma nově vzniklé situace je na obr. 4.2. Žlutě jsou vyznačeny nový přívod a odvod materiálu. Červeně zrušená násypka.



obr. 4.2 Schéma nové situace

5 Výpočet parametrů pásového dopravníku

Výpočet provádím dle ISO 5048.

Zadání: dopravní množství $Q = 255 \text{ t/h}$

délka dopravníku $L = 7,5 \text{ m}$

dopravovaný materiál - prané uhlí 1-15mm

sypná hmotnost $\rho_s = 900 \text{ kg. m}^{-3}$

dynamický sypný úhel $\psi_d = 16^\circ$

5.1 Rychlost dopravního pásu

volím $v = 1 \text{ m.s}^{-1}$

Skutečná rychlost pásu závisí na převodovém stupni převodovky a otáčkách motoru. Viz kapitola 5.6.

5.2 Výpočet dopravního pásu

5.2.1 Požadovaný průřez náplně pásu

$$Q = 3,6 \cdot S_p \cdot k_\phi \cdot \rho_s \cdot v$$

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot k_\phi \cdot \rho_s \cdot v}$$

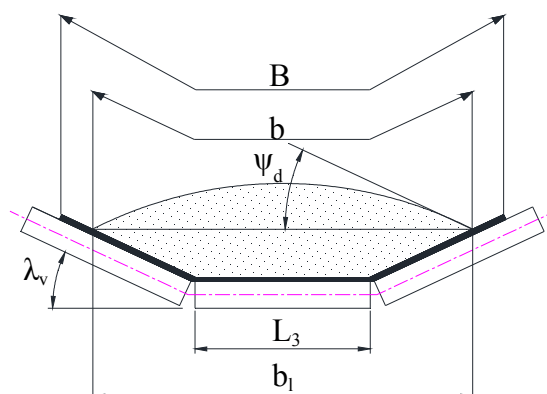
$k_\phi < 0,7; 0,9 > \Rightarrow$ volím $k_\phi = 0,8$

$$S_p = \frac{255}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 900 \cdot 1}$$

$$S_p = 0,0885 \text{ m}^2$$

5.2.2 Šířka dopravního pásu B a výpočet náplně pásu S

$B = 1200\text{mm}$ - šířka i tříválečkové uspořádání vychází z původní konstrukce.



obr. 4.1 Tříválečkové uspořádání

délka středního válečku $L_3 = 465\text{ mm}$

úhel sklonu bočních válečků $\lambda_v = 30^\circ$

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05$$

$$b = 0,9 \cdot 1200 - 0,05$$

$$b = 1,03\text{ m}$$

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v)$$

$$b_1 = 1,03 \cdot \cos 30^\circ + 0,465 \cdot (1 - \cos 30^\circ)$$

$$b_1 = 0,8921\text{ m}$$

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 0,8921^2 \cdot 16 + \frac{1}{4} \cdot (0,8921^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ$$

$$S = 0,158\text{ m}^2$$

5.2.3 Porovnání S a S_p

$$S_p = 0,0885 \text{ m}^2$$

$$S = 0,158 \text{ m}^2$$

$$S_p < S$$

průřez pásu vyhovuje

5.2.4 Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$m_q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}$$

$$m_q = \frac{255}{3,6 \cdot 1}$$

$$m_q = 70,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.2.5 Volba pásu

dle katalogu volím EP400/3 1200/4+2/AA (požadavek na zachování šířky pásu)

měrná hmotnost dle katalogu

$$m_p = 14,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.3 Výpočet válečkové trati

5.3.1 Měrná hmotnost rotujících částí válečků horní větve

hmotnost rotujících válečků horní větve $m_{vh} = 5,4 \text{ kg}$

počet válečků v horní stolici $n_{vh} = 3$

rozteč horních válečkových stolic $t_h = 0,4\text{m}$

průměr horního a dolního válečku $D_v = 0,133$

$$m_{rvh} = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_h}$$

$$m_{rvh} = \frac{5,4 \cdot 3}{0,4}$$

$$m_{rvh} = 40,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.3.2 Měrná hmotnost rotujících částí válečků dolní větve

hmotnost rotujících válečků dolní větve $m_{vs} = 14,3 \text{ kg}$

počet válečků v dolní stolici $n_{vs} = 1$

rozteč dolních válečkových stolic $t_s = 3,5\text{m}$

$$m_{rvs} = \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_s}$$

$$m_{rvs} = \frac{14,3 \cdot 1}{3,5}$$

$$m_{rvs} = 4,09 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

5.3.3 Měrná hmotnost rotujících částí válečků

$$m_v = m_{rvh} + m_{rvs}$$

$$m_v = 40,5 + 4,09$$

$$m_v = 44,59 \text{ kg.m}^{-1}$$

5.4 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p$$

$$F = 212,6 + 0 + 2045,5$$

$$F = 2258,1 \text{ N}$$

5.4.1 F_1 síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_1 = w.L.g[(m_q + 2.m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v]$$

$$F_1 = 0,02 \cdot 7,5 \cdot g[(70,83 + 2 \cdot 14,52) \cdot \cos 0^\circ + 44,59]$$

$$F_1 = 212,6 \text{ N}$$

5.4.2 F_2 síla potřebná k překonání dopravní výšky

Vzhledem k tomu, že se jedná o vodorovný dopravník, je tato síla nulová.

$$F_2 = 0 \text{ N}$$

5.4.3 F_p přídatné a vedlejší odpory dopravníku

$$F_p = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_c \cdot F_c + F_{BV} + F_S + F_{Sv}$$

$$F_p = 70,83 + 5,23 + 1.1000 + 2.300 + 369,4 + 0 + 0$$

$$F_p = 2045,5 \text{ N}$$

vstupní hodnoty viz níže

odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

$$F_{N1} = m_q \cdot v \cdot (v - v_0)$$

$$F_{N1} = 70,83 \cdot 1 \cdot (1 - 0)$$

$$F_{N1} = 70,83$$

odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot m_q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot b_1^2}$$

$$\mu_B \text{ volím } 0,6$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 70,83^2 \cdot 1^2 \cdot 9,81 \cdot 0,085}{900 \cdot 0,73^2}$$

$$F_{N2} = 5,23 \text{ N}$$

minimální délka násypky

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B}$$

$$L_N = \frac{1^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$L_N = 0,085 \text{ m}$$

odpor ohybem pásu na bubnu

$F_B = 500$ až 1500 N , volím 1000 N

počet nepoháněných bubnů

$$n_B = 1$$

odpor čističe pásu

$F_{\check{c}} = (200$ až $400)$ N , volím $F_{\check{c}} = 300$ N

počet čističů pásu

$$n_{\check{c}} = 2$$

odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením

$$F_{BV} = \frac{\mu_B \cdot m_q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_{BV}}{\rho_s \cdot b_1^2}$$

$$F_{BV} = \frac{0,6 \cdot 70,83^2 \cdot 1^2 \cdot 9,81 \cdot 6}{900 \cdot 0,73^2}$$

$$F_{BV} = 369,4 \text{ N}$$

F_S - odpor shrnovače je nulový - dopravník bez shrnovače

F_{Sv} - odpor shazovacího vozu je nulový - dopravník bez shazovacího vozu

5.5 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \mu}$$

k_b - součinitel součinnosti (1,1 ; 1,22) , volím 1,12

η - účinnost poháněcí stanice (0,85 ; 0,95) , volím 0,9

$$P = 1,12 \cdot \frac{2258,1 \cdot 1}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P = 2,81 \text{ kW}$$

5.6 Skutečné dopravované množství

Dle katalogu firmy NORD drivesystem volím elektropřevodovku SK 9042.1 - 112M/4.

$$P = 4 \text{ kW}$$

$$n = 1445 \text{ min}^{-1}$$

$$M_N = 26,4 \text{ Nm}$$

$$J = 0,011 \text{ kg.m}^2$$

5.6.1 Skutečná rychlost dopravního pásu

Průměr hnacího bubnu $R_1 = 315 \text{ mm}$.

otáčky bubnu dopravníku - teoretická hodnota

$$n = \frac{v}{R_1 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n = \frac{1}{0,315 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n = 30,4 \text{ min}^{-1}$$

Z této hodnoty volím převodový poměr. Skutečné otáčky zvolené elektropřevodovky na výstupním hřídeli jsou $n_{skut} = 36 \text{ min}^{-1}$.

$$v_{skut} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{skut} \cdot R_1}{60}$$

$$v_{skut} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 36 \cdot 0,315}{60}$$

$$v_{skut} = 1,19 \text{ m.s}^{-1}$$

Skutečné dopravované množství

$$Q = 3,6 \cdot S_p \cdot k_\phi \cdot \rho_s \cdot v$$

$$Q = 3,6 \cdot 0,085 \cdot 0,8 \cdot 900 \cdot 1,19$$

$$Q = 262,2 \text{ t.h}^{-1}$$

5.7 Kontrola pohonu na rozběh

Moment motoru $M_M = 26,4 \text{ Nm}$

Statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}}$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 2258,1 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 40,54}$$

$$M_{SM} = 19,5 \text{ Nm}$$

$$M_M > M_{SM}$$

motor vyhovuje

5.8 Návrh brzdy

dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku redukováný na hřídel motoru

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\mu \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\mu \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_M)}{D_b \cdot \mu} \right] \cdot \frac{v}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(70,83 + 2 \cdot 14,52 + 44,59) \cdot 7,5 \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 72,25} + \frac{2 \cdot (23,17 + 23,3)}{0,63} \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 72,25} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (0,0085 + 0,011)}{0,63 \cdot 0,85} \right] \cdot \frac{1,048}{25}$$

$$M_{DM} = 52,84 \text{ Nm}$$

brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku

$$M_{BI} = \frac{1}{n_B} \cdot [M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\mu_{max}}{i_p}] \cdot k_b$$

$$M_{BI} = \frac{1}{1} \cdot [52,84 - (0,7 \cdot 212,6 + 0 + 2045,5) \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,95}{72,25}] \cdot 1,4$$

$$M_{BI} = 54,84 \text{ Nm}$$

brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[\left(-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_p \right) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[\left(-0,7 \cdot 212,6 + |0| - 2045,5 \right) \cdot 0,5 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,95}{72,25} \right] \cdot 1,4$$

$$M_{B2} = -19,48 \text{ Nm}$$

dopravník se udrží v klidu bez použití brzdy

volím brzdou BRE 60 ($M_B = 60 \text{ Nm}$), která je standardním příslušenstvím zvoleného motoru

$$M_{B1} \text{ i } M_{B2} < M_B$$

5.9 Tahy v dopravním pásu F_0 , F_R

α_G - úhel opásání, $\alpha_G = 180^\circ = \pi \text{ rad}$

k_S – koeficient bezpečnosti, volím $k_S = 1,3$

μ - účinnost opásání, volím $\mu = 0,3$

$$F_{\max} = F \cdot k_s$$

$$F_{\max} = 2258,1 \cdot 1,3$$

$$F_{\max} = 2935,5 \text{ N}$$

Pro další výpočet $F_{\max} = F$

$$F_0 = F \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$$

$$F_0 = 2935,5 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_0 = 1874,1 \text{ N}$$

$$F_n = F_o + F$$

$$F_n = 1874,1 + 2935,5$$

$$F_n = 4809,6 \text{ N}$$

5.10 Velikost napínací síly

5.10.1 Doprava směrem k pohonu

$$F_z \geq 2 \cdot (F_o - \sin \varepsilon \cdot m_p \cdot g \cdot L)$$

$$F_z \geq 2 \cdot (1874,1 - \sin 0 \cdot 14,52 \cdot 9,81 \cdot 7,5)$$

$$F_z \geq 3748,2 \text{ N}$$

5.10.2 Doprava směrem od pohonu

$$F_z \geq 2 \cdot (F_n + \sin \varepsilon \cdot m_p \cdot g \cdot L)$$

$$F_z \geq 2 \cdot (4809,6 + \sin 0 \cdot 14,52 \cdot 9,81 \cdot 7,5)$$

$$F_z \geq 9619,2 \text{ N}$$

Napínací sílu volím z varianty výpočtu pro dopravu směrem od pohonu $F_z = 9700 \text{ N}$.

5.11 Skutečné tahy v dopravním pásu

Skutečná odbíhající síla

$$F_{os} = 0,5 \cdot F_z \pm m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{os} = 0,5 \cdot 9700 \pm 14,52 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot \sin 0$$

$$F_{os} = 4850 \text{ N}$$

Skutečná nabíhající síla

$$F_{ns} = 0,5 \cdot F_z + F \pm m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{ns} = 0,5 \cdot 9700 + 2935,5 \pm 14,52 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot \sin 0$$

$$F_{ns} = 7785,5 \text{ N}$$

Horní znaménko platí pro dopravu směrem k pohonu, spodní pro dopravu směrem od pohonu. Vzhledem k tomu, že se jedná o vodorovný dopravník sílu potřebnou pro zvedání pásu neuvažujeme - výraz je nulový.

5.12 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F_{ns} + F_{os}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6}$$

$$p = \frac{7785,5 + 4850}{0,63 \cdot 1,2} \cdot 10^{-6}$$

$$p = 0,016 \text{ MPa}$$

$$p < p_{dov}$$

měrný tlak vyhovuje

5.13 Kontrola dopravního pásu

U zvoleného pásu EP400/3 1200/4+2/AA je uváděna pevnost v tahu $\sigma = 400 \text{ N.mm}^{-1}$, výrobce uvádí, že dovolené namáhání je 10x nižší

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{\max} \quad \text{tj. } F_{ns} \text{ nebo } F_{os}$$

$$F_{dov} = 40 \cdot 1200$$

$$F_{dov} = 48000 \text{ N}$$

$$T_{\max} = F_{ns} = 7785,5 \text{ N}$$

$$F_{dov} \gg T_{\max}$$

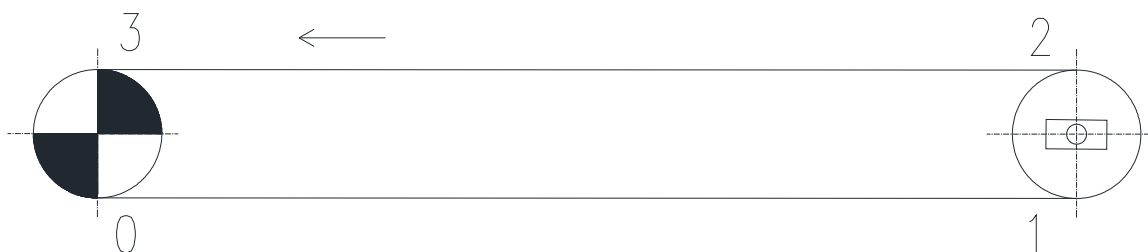
pás vyhovuje

Pás je dle této kontroly předimenzován. Je to způsobeno požadavkem na šíři dopravního pásu. Volil jsem pryžový pás s nejnižší pevností v tahu. Bylo možno zvolit PVC pás, který nedosahuje takové pevnosti. Ten však neodpovídá požadavkům na přepravu uhlí - byla by prudce snížena jeho životnost.

6 Výpočet graficko - početní metodou

Přesný výpočet byl již proveden v kapitole 5. Graficko početní metoda slouží pro znázornění průběhu tahové síly v dopravním pásu. Přídavné odpory $F_p = 1045,5 \text{ N}$ z výpočtu kapitoly 5 (bez odporu na ohýbání pásu na bubnu).

6.1 Doprava směrem k pohonu



obr. 6.1 Schéma: doprava směrem k pohonu

délka dopravníku $L = 7,5 \text{ m}$

měrný pohybový odpor $w = 0,02 + F_p$

Větev 0 - 1

$$T_1 = T_0 + (m_p + m_{rs}) \cdot L \cdot g \cdot w$$

$$T_1 = T_0 + (12,79 + 4,09) \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_1 = T_0 + 125$$

Větev 1 - 2

$$T_2 = T_1 + F_B$$

$$T_2 = T_0 + 125 + 1000$$

$$T_2 = T_0 + 1125$$

Větev 2 - 3

$$T_3 = T_2 + (m_p + m_{rvh} + m_q) \cdot L \cdot g \cdot w + F_p$$

$$T_3 = T_0 + 1125 + (12,79 + 40,5 + 70,83) \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 1045,5$$

$$T_3 = T_0 + 2353$$

Obvodová síla

$$F_o = T_o$$

$$F_n = T_3$$

$$F = F_n - F_o$$

$$F = T_0 + 2353 - T_o$$

$$F = 2353 \text{ N}$$

Velikost odbíhající síly F_o - přenos třením

$$F_o \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1}$$

$$F_o \geq \frac{1,3 \cdot 2353}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_o \geq 1954 \text{ N}$$

volím $F_o = 2000 \text{ N}$

Přepočet dle zvolené F_o

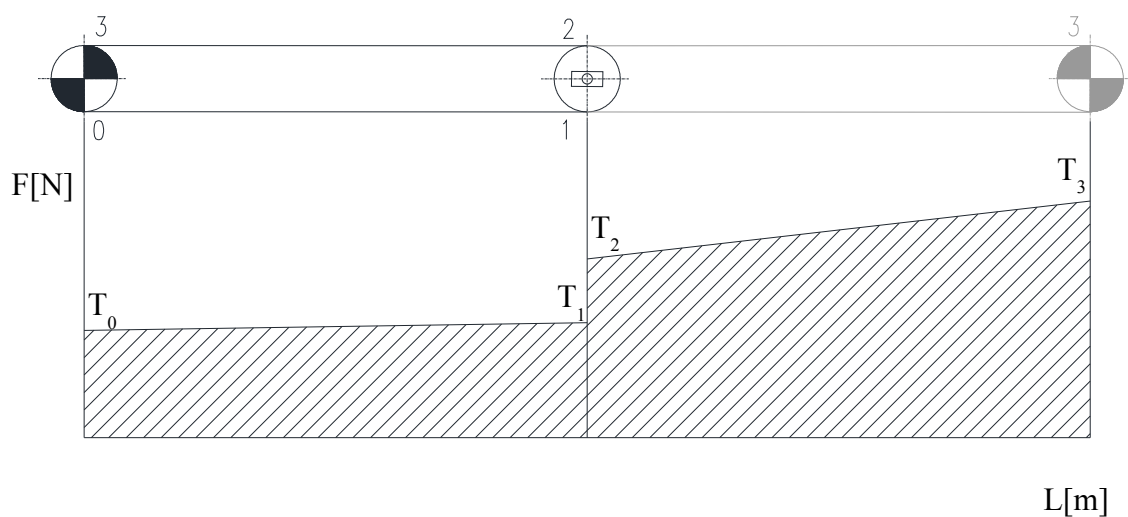
$$T_0 = 2000 \text{ N}$$

$$T_1 = T_0 + 125 = 2125 \text{ N}$$

$$T_2 = T_0 + 1125 = 3125 \text{ N}$$

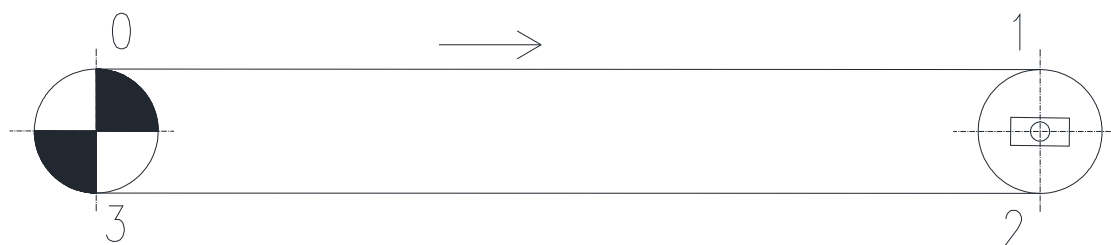
$$T_3 = T_0 + 2353 = 4353 \text{ N}$$

Grafické znázornění sil



obr. 6.2 Grafické znázornění sil

6.2 Doprava směrem od pohonu



obr. 6.3 Schéma: doprava směrem od pohonu

délka dopravníku $L = 7,5 \text{ m}$

měrný pohybový odpor $w = 0,02 + F_p$

Větev 0 - 1

$$T_1 = T_0 + (m_p + m_{rvh} + m_q) \cdot L \cdot g \cdot w + F_p$$

$$T_1 = T_0 + (12,79 + 40,5 + 70,83) \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 0,02 + 1045,5$$

$$T_1 = T_0 + 1228$$

Větev 1 - 2

$$T_2 = T_1 + F_B$$

$$T_2 = T_0 + 1228 + 1000$$

$$T_2 = T_0 + 2228$$

Větev 2 - 3

$$T_3 = T_2 + (m_p + m_{rvs}) \cdot L \cdot g \cdot w$$

$$T_3 = T_0 + (12,79 + 4,09) \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 0,02$$

$$T_3 = T_0 + 2353$$

Obvodová síla

$$F_o = T_o$$

$$F_n = T_3$$

$$F = F_n - F_o$$

$$F = T_0 + 2353 - T_0$$

$$F = 2253 \text{ N}$$

Velikost odbíhající síly F_o - přenos třením

$$F_o \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1}$$

$$F_o \geq \frac{1,3 \cdot 2253}{e^{0,3 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_o \geq 1954 \text{ N}$$

volím $F_o = 2000 \text{ N}$

Přepočet dle zvolené F_0

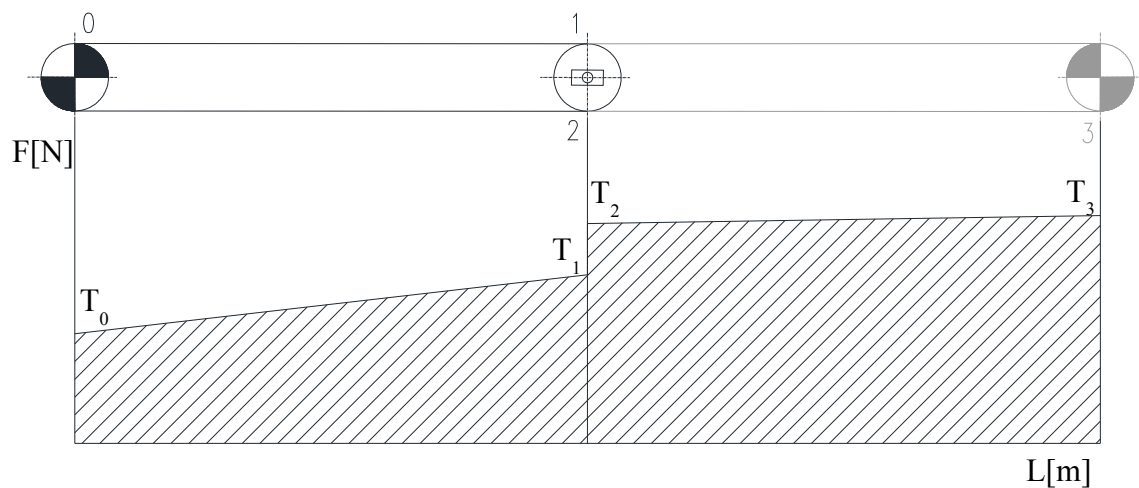
$$T_0 = 2000\text{N}$$

$$T_1 = T_0 + 1228 = 3228\text{N}$$

$$T_2 = T_0 + 2228 = 4228\text{N}$$

$$T_3 = T_0 + 2353 = 4353\text{N}$$

Grafické znázornění sil

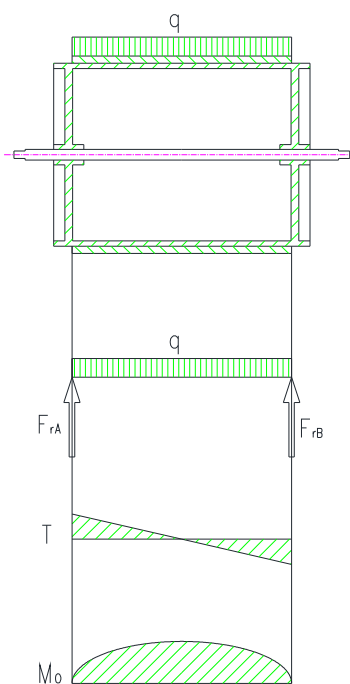


obr. 6.4 Grafické znázornění sil

Z průběhu tahových sil v pásu je patrné, že doprava materiálu od pohonu je méně výhodná, především z pohledu návrhu poháněcí stanice.

7 Pevnostní výpočty

7.1 Kontrola hnacího bubnu na ohyb



obr. 7.1 Grafické znázornění sil

Spojité namáhání

$$q = \frac{F_{ns} + F_{os}}{B}$$

$$q = \frac{4850 + 7785,5}{1,2}$$

$$q = 10529,6 \text{ N.m}^{-1}$$

Síly v podporách

$$\Sigma T: F_{rA} + F_{rB} - (q \cdot B) = 0$$

$$\Sigma M_{oA}: -(q \cdot B \cdot \frac{B}{2}) + F_{rB} \cdot B = 0$$

$$\Sigma M_{oA}: F_{rB} = \frac{q \cdot B \cdot \frac{B}{2}}{B}$$

$$F_{rB} = 10529,6 \cdot 0,6$$

$$F_{rB} = 6318 \text{ N}$$

$$\Sigma T: F_{rA} = q \cdot B - F_{rB}$$

$$F_{rA} = 10529,6 \cdot 1,2 - 6318$$

$$F_{rA} = 6318 \text{ N}$$

Průřezový modul v ohybu

síla stěny bubnu je 7 mm \Rightarrow vnitřní průměr $d = 616 \text{ mm}$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,63^4 - 0,616^4)}{32 \cdot 0,63}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (0,63^4 - 0,616^4)}{32 \cdot 0,63}$$

$$W_o = 2,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{q \cdot B \cdot \frac{B}{2}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{10529,6 \cdot 1,2 \cdot 0,6}{2,11 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_o = 3,59 \text{ MPa}$$

Materiál bubnu - ocel 11 700 - $\sigma_{\text{Odob}} = 80$ až 95 MPa

Buben vyhovuje pro namáhání na ohyb. Jak již uvádím v 5.13, je dopravník předimenzován z důvodu použití širokého pásu. Vzhledem k použití standardního bubnu dle katalogu je napětí v ohybu minimální.

7.2 *Kontrola hnacího hřídele*

Kontrolu provádím dle [7] s. 10.

7.2.1 Namáhání hřídele na krut

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

Dovolené napětí v krutu pro ocel 11 500 $\tau_{Dk} = 85 \div 125 \text{ MPa}$ [11], volím nejvíce nepříznivou hodnotu $\tau_{Dk} = 85 \text{ MPa}$.

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{3\text{min}}^3}{16}$$

Kroutící moment na hřídeli

$$M_N = 26,4 \text{ Nm}$$

$$M_k = M_N \cdot i_p$$

$$M_k = 26,4 \cdot 40,14$$

$$M_k = 1060 \text{ Nm}$$

Minimální průměr hřídele

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}}$$

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1060}{3,14 \cdot 85 \cdot 10^6}}$$

$$d_{3\min} = 39,9 \text{ mm}$$

7.2.2 Namáhání hřídele na ohyb

Výsledná síla je výslednicí těchto sil: nabíhající, odbíhající a tíhové síly vyvolané hmotností bubnu.

Nabíhající a odbíhající síly z výpočtu (kap. 5.11)

$$F_{os} = 4850 \text{ N}$$

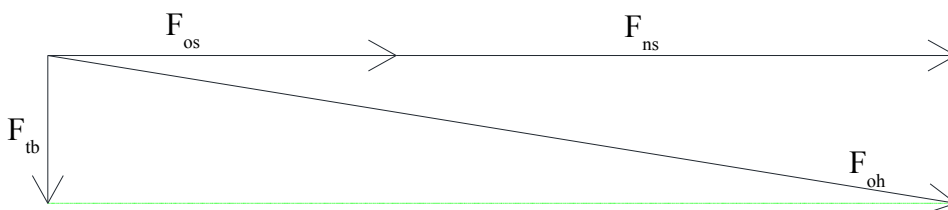
$$F_{ns} = 7785,5 \text{ N}$$

Síla vyvolaná hmotností bubnu

$$F_{tb} = m_b \cdot g$$

$$F_{tb} = 210,9,81$$

$$F_{tb} = 2060 \text{ N}$$



obr. 7.2 Grafický rozbor sil

$$F_{oh} = \sqrt{(F_{os} + F_{ns})^2 + F_{tb}^2}$$

$$F_{oh} = \sqrt{(4850 + 7785,5)^2 + 2060^2}$$

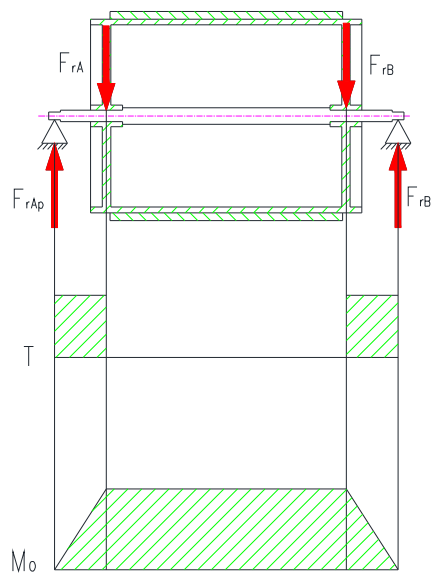
$$F_{oh} = 12803 \text{ N}$$

Reakce v podporách

$$F_{rA} = F_{rAp} = F_{rB} = F_{rBp} = \frac{F_{oh}}{2}$$

$$F_{rA} = F_{rAp} = F_{rB} = F_{rBp} = \frac{12803}{2}$$

$$F_{rA} = F_{rAp} = F_{rB} = F_{rBp} = 6401,5 \text{ N}$$



obr. 7.3 Grafické znázornění sil

vzdálenost mezi podporami $l_1 = 1600 \text{ mm}$

šířka bubnu $l_b = 1400 \text{ mm}$

šířka pásu $B = 1200 \text{ mm}$

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_{3\min}^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,0399^3}{32}$$

$$W_o = 6,23 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Maximální ohybový moment

$$M_{Omax} = F_{rAp} \cdot \frac{l_l}{2} - F_{rA} \cdot \frac{B}{2}$$

$$M_{Omax} = 6401,5 \cdot 0,8 - 6401,5 \cdot 0,6$$

$$M_{Omax} = 1280,3 \text{ Nm}$$

Napětí hřídele v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{1280,3}{6,23 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 205,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v ohybu pro ocel 11500 $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$

$$\sigma_o > \sigma_{DO}$$

Hřídel se zvolenými parametry **neodpovídá** dovolenému namáhání v ohybu.
Východiskem je zvětšení průměru hřídele.

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}}$$

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1280,3}{\pi \cdot 150 \cdot 10^6}}$$

$$d_{3\min} = 44,3 \text{ mm}$$

Tento průměr je na mezi dovoleného namáhání a hřídel je namáhána kombinovaně (krut-ohyb), proto bude nutno zvolit větší průměr. Volím průměr $d_3 = 50\text{mm}$. Kontrolním výpočtem $\sigma_o = 104,4\text{MPa}$.

$$\sigma_o < \sigma_{DO}$$

Zvolený průměr je nutno dodržet mezi podporami.

7.2.3 Kombinované namáhání krut - ohyb

Nejčastěji provádíme pevnostní kontrolu podle teorií platných pro houževnaté materiály.

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} \leq \sigma_{dov}$$

Průřezový modul v ohybu pro $d_3 = 50\text{mm}$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32}$$

$$W_o = 12,26 \cdot 10^{-6} \text{m}^3$$

Napětí hřídele $d_3 = 50\text{mm}$ v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{1280,3}{12,26 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_o = 104,4\text{MPa}$$

Průřezový modul v krutu pro $d_3 = 50\text{mm}$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{16}$$

$$W_k = 24,53 \cdot 10^{-6} \text{m}^3$$

Napětí hřídele $d_3 = 50\text{mm}$ v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_k = \frac{1060}{24,53 \cdot 10^{-6}}$$

$$\tau_k = 43,2 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \tau_k^2} \leq \sigma_{dov}$$

$$\sigma_r = \sqrt{104,4^2 + 3 \cdot 43,2^2}$$

$$\sigma_r = 128,4 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v ohybu pro ocel 11500 $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$

$$\sigma_r < \sigma_{DO}$$

Průměr $d_3 = 50\text{mm}$ vyhovuje

7.3 Kontrola pevnosti pomocí MKP

Kombinované namáhání ohyb - krut kontroluji pomocí modální analýzy v programu Autodesk Inventor Professional 2011 (studentská verze). Tento pracuje na principu metody konečných prvků.

Průměrná velikost prvku: 0,05 (zlomek délky ohraničujícího kváдру)



obr. 7.4 Znáznornění sítě

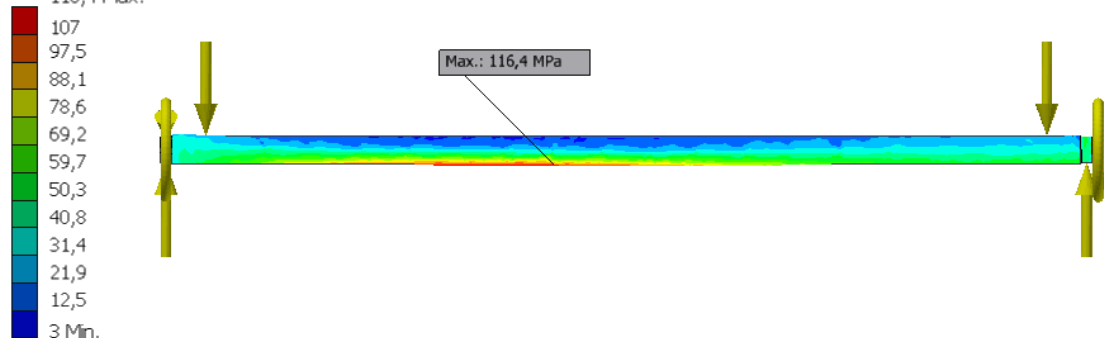
Výsledky:

Typ: První hlavní napětí

Jednotka: MPa

18.5.2012, 0:01:31

116,4 Max.



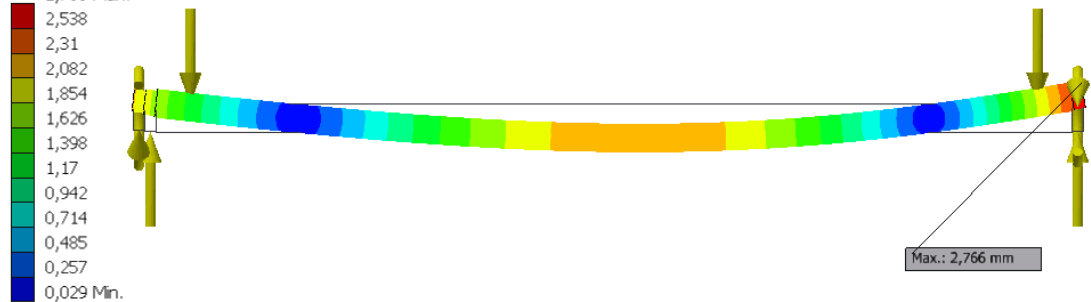
obr. 7.5 První hlavní napětí

Typ: Posunutí

Jednotka: mm

18.5.2012, 0:16:48

2,766 Max.



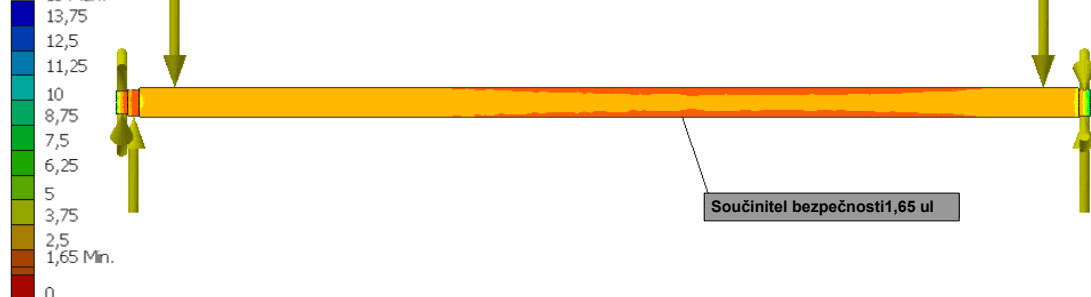
obr. 7.6 Posunutí

Typ: Součinitel bezpečnosti

Jednotka: ul

18.5.2012, 0:23:42

15 Max.



obr. 7.7 Součinitel bezpečnosti

7.4 Návrh spojky: převodovka - hřídel bubnu

Potřebný krouticí moment na hřídeli bubnu - nominální zatížení spojky

$$M_{hb} = F \cdot \frac{D_b}{2}$$

$$M_{hb} = 2258,1 \cdot \frac{0,63}{2}$$

$$M_{hb} = 711,3 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na výstupu převodovky - maximální zatížení spojky

$$M_k = 1060 \text{ Nm}$$

Volím válečkový omezovač krouticího momentu DSR/F 4.160 s pružnou spojkou GAS 7 společnosti ComInTec. Toto řešení volím z důvodu požadavku na bezúdržbový provoz. Pružná spojka, která je s omezovačem spojena přírubou, zajišťuje vyrovnaní nesouosostí hřídelů a tlumí rázy. Výhodou je i možnost připojení elektromechanického vypínače nebo indukčního spínače, který při zásahu omezovače vypne pohon nebo jinak upozorní obsluhu stroje na případný problém.

Omezovač krouticího momentu plní bezpečnostní funkci tam, kde je nutné chránit zařízení před nebezpečným přetížením a rázy stroje. Snižují tak neplánované prostoje a eliminují poruchy zařízení. Omezovače krouticího momentu jsou nastavitelné na definovanou mez a při jejím přesáhnutí odstaví zařízení z provozu. [10]



obr. 7.8 DSR/F/GAS www.haberkorn.cz

7.5 Návrh spojení pomocí pera

Návrh dle [7] str. 85.

Z důvodu montáže ložisek volím průměr hřídele v místě spojení se spojkou $d = 45\text{mm}$.

pro $d = 45\text{mm}$ vybírám dle [8]

šířka pera $b = 14\text{mm}$

výška pera $h = 9\text{ mm}$

délka pera dle [7]

$$l \approx 1,4 \cdot d$$

$$l \approx 1,4 \cdot 45$$

$$l \approx 63\text{ mm}$$

kontrola pera na otlačení

$$\frac{4 \cdot M_k}{d \cdot l} \leq p$$

p - dovolený tlak pera na bok drážky $p = 120\text{ MPa}$

$$\frac{4 \cdot 1060}{0,045 \cdot 0,063} \leq 120$$

$$1,5 \leq 120$$

zvolené pero vyhovuje

PERO 14e7 x 9 x 63 ČSN 02 2562

7.6 Návrh ložisek

Zatížení ložiska radiální silou - dle kapitoly 6.2.2

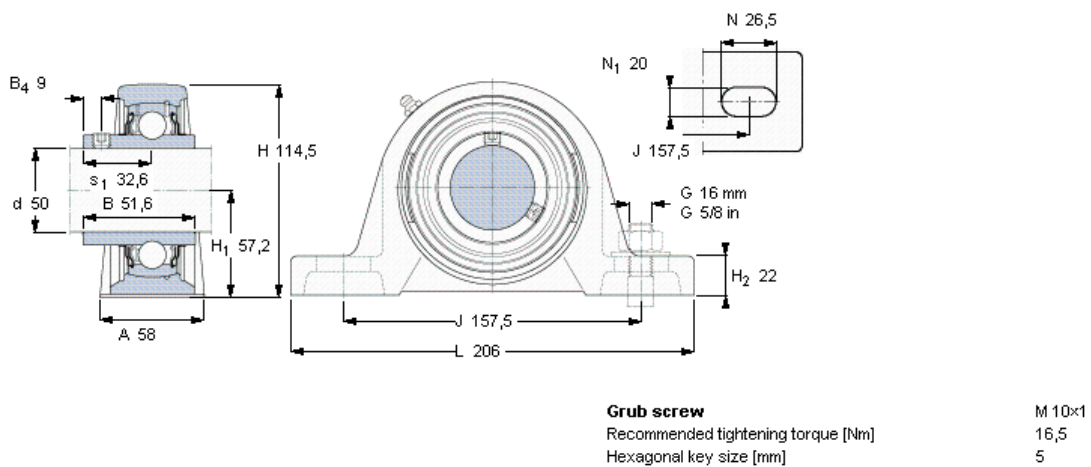
$$F_{rAp} = F_{rBp} = 6401,5 \text{ N}$$

Při výpočtu uvažuji navržený minimální průměr hřídele $d_{3\min} = 50\text{mm}$. Volím z on-line katalogu SKF [9] - Stojaté ložiskové jednotky Y, litinové těleso, zajištění stavěcím šroubem, ložiska metrických rozměrů. Ložisko vybrané dle rozměrů zkontroluji.

Ložisková jednotka SYJ 50 TF

– domek: SYJ 510

– ložisko: Ložisko Y, se zajištěním stavěcím šroubem YAR 210-2F



obr. 7.9 Ložisková jednotka SYJ 50 TF firmy SKF

Ekvivalentní dynamické zatížení.

$$P = XF_r + YF_a = 1 \cdot 6401,5 + 0 \cdot 0 = 6401,5 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska

$$L_h = \frac{16667}{n} \left(\frac{C}{F_e'} \right)^m = \frac{16667}{31} \left(\frac{35100}{6401,5} \right)^3 = 88628 \text{ hod}$$

Trvanlivost dle SKF - on-line výpočet [9]

$$L_{10mh} = 125400 \text{ hod}$$

Statické zatížení ložiska

$$k_L = \frac{C_0}{F_r} = \frac{23200}{6401,5} = 3,6$$

statický koeficient bezpečnosti ložiska

$$k_L \geq 2,2$$

Ložisko vyhovuje daným podmínkám.

8 Závěr

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh speciálního reverzního pásového vynašeče včetně výkresové dokumentace.

V první části byl věnován prostor obecným informacím o dopravě pomocí nekonečného dopravního pásu, popisu jednotlivých částí pásového dopravníku a dále různým typům vynašečů.

Následuje popis situace, napojení na předchozí a následné procesy.

V další části je výpočet parametrů dopravníku dle ISO 5048. Návrh vychází z požadovaných parametrů. Bylo ověřeno dopravované množství, proveden návrh poháněcí a napínací stanice a kontrola dopravního pásu.

Poslední část obsahuje pevnostní výpočty hřídele, bubnu a ložisek. Nedílnou součástí této práce je výkresová dokumentace, která je k této diplomové práci přiložena.

Konstrukce vychází z původní dispozice pásového vynašeče.

Technický popis:

Byl navrhnut reverzní pásový vynašeč o délce 7,5 m, šířce pásu 1200 mm. Je použito třívalečkové uspořádání horní válečkové stolice. Pohon pomocí převodového elektromotoru o výkonu 4 kW. Výstupní hřídel převodovky je spojena s hřídelí poháněcího bubnu pomocí spojky a omezovače kroutícího momentu. Hřídele bubnů jsou uloženy v ložiskových jednotkách SYJ 50 TF firmy SKF. Svařovaná nosná konstrukce dopravníku je použita z původního pásového dopravníku. Tato konstrukce je již kotvena do nosné konstrukce haly. Dochází ke změně rámu pro montáž elektromotoru (rozdílné připojovací rozměry) a bezpečnostního krytu spojky.

Seznam použité literatury

- [1] POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II.*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.
- [2] POLÁK, J. PAVLISKA, J. SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8.
- [3] POLÁK, J. SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení III.*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X.
- [4] DvB-AF s.r.o. <http://www.flexco.cz/cz/index.php?id=keramika-bubny&np=Keramika%20pro%20bubny%20p%20E1s.%20%20dopravn%EDk%F9> [cit. 7.4.2012]
- [5] Ostroj Opava a.s. <http://www.ostroj.cz/cs/c/pasove-dopravniky/prislusenstvi.htm>
[cit. 14.4.2012]
- [6] DvB-AF s.r.o. <http://www.flexco.cz/cz/index.php?id=reference&np=Reference> [cit 14.4.2012]
- [7] KLIMEŠ, P. *Části a mechanismy strojů I.*, Brno: VUT, 2002
- [8] LEINVEBER, J. VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, Albra, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [9] Katalog SKF, <http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=6>
- [10] <http://www.haberkorn.cz/omezovace-krouciciho-momentu/> [cit 14.5.2012]

Seznam příloh

Výkresová část:

CHO140-DP-001 - Speciální reversní pásový vynašeč

CHO140-DP-002 - Poháněcí stanice